УДК 658.345:621.874+06

С.А. РАЗДОРСКИЙ

ОПРЕДЕЛЕНИЕ И РАСЧЕТ СТРУКТУРНОГО ШУМА В КАБИНАХ МОСТОВЫХ КРАНОВ

В работе рассмотрено влияние вибрации элементов ограждения кабины мостового крана на формирование структурного шума. С использованием метода энергетического баланса получены выражения виброскорости в зависимости от вводимой вибромощности внешних источников. Рассмотрены возможные пути снижения уровней звукового давления на рабочих местах крановщиков.
Ключевые слова: *шум, вибрация, краны, кабина.*

Введение. Вибрации элементов ограждения кабины, возникающие при передаче колебательной энергии от источников наиболее вибронагруженному элементу кабины, создают структурную долю шума в кабине крана. В большинстве случаев вибронагруженным элементом является пол, но для мостовых кранов таким элементом может быть и крыша (когда кабина расположена под кран-балкой). Для снижения шума в кабинах кранов произведем расчет его уровня.

Постановка и решение задачи. Поскольку кабина представляет собой тонкостенный прямоугольный параллелепипед, то уровни структурного шума определяются по формуле [1]

$$L_W = 10\lg \sum_{i=1}^{6} 10^{0,1 L_{стр\,i}}, \qquad (1)$$

где $L_{стр\,i}$ – уровни звуковой мощности соответствующего элемента кабины, дБ.

Звуковое излучение каждого элемента ограждения происходит в замкнутое внутреннее пространство, поэтому уровни шума внутри кабины определяются по формуле

$$L_{стр} = L_W + 10\lg\left(\frac{\chi}{2\pi r^2} + \frac{4\psi}{B_K}\right), \qquad (2)$$

где r – расстояние от источника до рабочего места, м; B_K – постоянная кабины, м^2:

$$B_K = \frac{\sum \alpha_i^f S_i}{1 - \bar{\alpha}^f}; \qquad \bar{\alpha}^f = \frac{\sum \alpha_i^f S_i}{S_K};$$

α_i^f – частотно-зависимые коэффициенты звукопоглощения i-й ограждающей конструкции кабины; S_i – площадь соответствующего участка, м^2; S_K – площадь внутренней поверхности кабины, м^2; коэффициенты χ и ψ могут быть определены по графикам (рис.1 и 2).

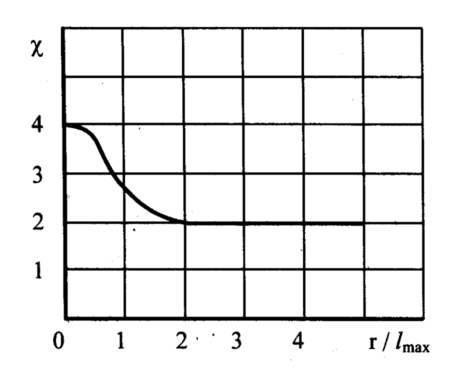


Рис. 1. График для определения коэффициента χ в зависимости от расстояния от источника шума до расчетной точки

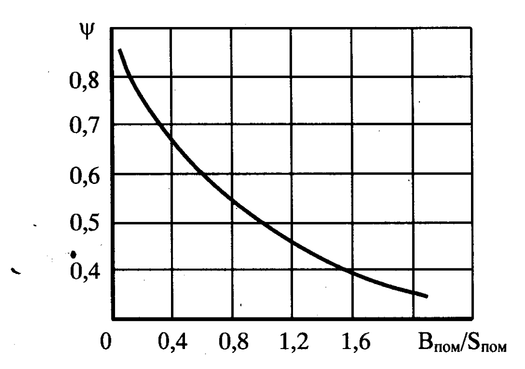


Рис. 2. График для определения коэффициента ψ в зависимости от отношения постоянной помещения $B_{пом}$ к площади $S_{пом}$

Эти коэффициенты могут быть также определены по формулам, приведенным в работе [2]:

$$\chi = 4 \text{ при } \frac{r}{l_{max}} \le 1;$$

$$\chi = 4 \text{ при } 1 \quad 3; \frac{r}{l_{max}} \quad \frac{r}{l_{max}}$$

$$\chi = 1 \text{ при } \frac{r}{l_{max}} \ge 3;$$

$$\psi = 1 - 0,3 \text{ при } \frac{B_K}{S_K} \quad \frac{B_K}{S_K} \quad 1,5;$$

$$\psi = 1 \text{ при } \frac{B_K}{S_K} \ge 1,5.$$

Каждый элемент ограждения кабины представляет собой плоскую прямоугольную пластину ограниченных размеров, поэтому звуковая мощность такого источника определяется по известной формуле [1]:

$$L_W = 10\lg\frac{\rho_0 c_0 V_i^2}{10^{-12}},$$

где ρ_0 и c_0 – плотность (кг/м^3) и скорость звука в воздухе (м/с); V_i – виброскорость на соответствующей моде колебаний источника, м/с.

Учитывая, что уровень виброскорости определяется как $L_W = 20\lg\frac{V_i}{5\ 10^{-2}}$, приведем выражение (2) к виду

$$L_{стр} = L_{V_i} + 10\lg\left(\frac{\chi}{2\pi r^2} + \frac{4\psi}{B_K}\right). \qquad (3)$$

Кабина относится к классу энергетически замкнутых конструкций. Для расчета таких систем в машиностроении используются энергетические методы.

Система уравнений энергетического баланса при вводе вибрационной мощности через пол кабины представлена системой уравнений (4). В данной системе индексы относятся к следующим элементам кабины: 1 – к полу, 2 – к потолку, 3…6 – к боковым стенкам.

$$\begin{aligned}
&\delta_1 S_1 q_1 + \alpha_{13} l_{13} q_1 + \alpha_{14} l_{14} q_1 + \alpha_{15} l_{15} q_1 + \alpha_{16} l_{16} q_1 = \\
&= \alpha_{31} l_{13} q_3 + \alpha_{41} l_{14} q_4 + \alpha_{51} l_{15} q_5 + \alpha_{61} l_{16} q_6 + N; \\
&\delta_2 S_2 q_2 + \alpha_{23} l_{23} q_2 + \alpha_{24} l_{24} q_2 + \alpha_{25} l_{25} q_2 + \alpha_{26} l_{26} q_2 = \\
&= \alpha_{32} l_{32} q_3 + \alpha_{42} l_{24} q_4 + \alpha_{52} l_{25} q_5 + \alpha_{62} l_{26} q_6; \\
&\delta_3 S_3 q_3 + \alpha_{31} l_{31} q_3 + \alpha_{32} l_{32} q_3 + \alpha_{34} l_{34} q_3 + \alpha_{35} l_{35} q_3 = \\
&= \alpha_{13} l_{31} q_1 + \alpha_{23} l_{32} q_2 + \alpha_{43} l_{34} q_4 + \alpha_{63} l_{36} q_6; \\
&\delta_4 S_4 q_4 + \alpha_{41} l_{41} q_4 + \alpha_{42} l_{42} q_4 + \alpha_{43} l_{43} q_4 + \alpha_{45} l_{45} q_4 = \\
&= \alpha_{14} l_{14} q_1 + \alpha_{24} l_{24} q_2 + \alpha_{34} l_{34} q_3 + \alpha_{54} l_{56} q_5; \\
&\delta_5 S_5 q_5 + \alpha_{51} l_{15} q_5 + \alpha_{51} l_{51} q_5 + \alpha_{54} l_{54} q_5 + \alpha_{56} l_{56} q_5 = \\
&= \alpha_{15} l_{15} q_1 + \alpha_{15} l_{15} q_2 + \alpha_{45} l_{45} q_4 + \alpha_{65} l_{65} q_6; \\
&\delta_6 S_6 q_6 + \alpha_{61} l_{16} q_6 + \alpha_{62} l_{26} q_6 + \alpha_{63} l_{36} q_6 + \alpha_{65} l_{65} q_6 = \\
&= \alpha_{16} l_{16} q_1 + \alpha_{26} l_{26} q_1 + \alpha_{36} l_{36} q_3 + \alpha_{56} l_{56} q_5,
\end{aligned} \qquad (4)$$

где N – вибрационная мощность, передаваемая наиболее вибронагруженному элементу кабины, Вт; q_i – поток вибромощности в соответствующей боковой стенке, Вт/м; δ_i – коэффициент поглощения колебательной энергии в соответствующем элементе кабины 1/м; α_{ij} – коэффициент передачи энергии между элементами кабины; l_{ij} – длина линии контакта между стенками, м.

Решение системы уравнений (4) позволяет определить потоки энергии в элементах кабины. Для удобства решения представим систему в матричной форме.

$$\begin{vmatrix}
K_1 & 0 & -\alpha_{31} l_{31} & -\alpha_{41} l_{41} & -\alpha_{51} l_{51} & -\alpha_{61} l_{61} \\
0 & K_2 & -\alpha_{32} l_{32} & -\alpha_{42} l_{42} & -\alpha_{52} l_{52} & -\alpha_{62} l_{62} \\
-\alpha_{13} l_{13} & -\alpha_{23} l_{23} & K_3 & -\alpha_{43} l_{43} & 0 & -\alpha_{63} l_{63} \\
-\alpha_{14} l_{14} & -\alpha_{24} l_{24} & -\alpha_{34} l_{34} & K_4 & -\alpha_{54} l_{54} & 0 \\
-\alpha_{15} l_{15} & -\alpha_{25} l_{25} & 0 & -\alpha_{45} l_{45} & K_5 & -\alpha_{65} l_{65} \\
-\alpha_{16} l_{16} & -\alpha_{26} l_{26} & -\alpha_{36} l_{36} & 0 & -\alpha_{56} l_{56} & K_6
\end{vmatrix} = \begin{vmatrix} q_1 \\ q_2 \\ q_3 \\ q_4 \\ q_5 \\ q_6 \end{vmatrix} \begin{vmatrix} N \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}$$

Решение системы уравнений (например, методом Крамера) потока в полу кабины имеет вид:

$$q_1 = \frac{\begin{vmatrix} N & 0 & -\alpha_{31}l_{31} & -\alpha_{41}l_{41} & -\alpha_{51}l_{51} & -\alpha_{61}l_{61} \\ 0 & K_2 & -\alpha_{32}l_{32} & -\alpha_{42}l_{42} & -\alpha_{52}l_{52} & -\alpha_{62}l_{62} \\ 0 & -\alpha_{23}l_{23} & K_3 & -\alpha_{43}l_{43} & 0 & -\alpha_{63}l_{63} \\ 0 & -\alpha_{24}l_{24} & -\alpha_{34}l_{34} & K_4 & -\alpha_{54}l_{54} & 0 \\ 0 & -\alpha_{25}l_{25} & 0 & -\alpha_{45}l_{45} & K_5 & -\alpha_{65}l_{65} \\ 0 & -\alpha_{26}l_{26} & -\alpha_{36}l_{36} & 0 & -\alpha_{56}l_{56} & K_6 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} K_1 & 0 & -\alpha_{31}l_{31} & -\alpha_{41}l_{41} & -\alpha_{51}l_{51} & -\alpha_{61}l_{61} \\ 0 & K_2 & -\alpha_{32}l_{32} & -\alpha_{42}l_{42} & -\alpha_{52}l_{52} & -\alpha_{62}l_{62} \\ -\alpha_{13}l_{13} & -\alpha_{23}l_{23} & K_3 & -\alpha_{43}l_{43} & 0 & -\alpha_{63}l_{63} \\ -\alpha_{14}l_{14} & -\alpha_{24}l_{24} & -\alpha_{34}l_{34} & K_4 & -\alpha_{54}l_{54} & 0 \\ -\alpha_{15}l_{15} & -\alpha_{25}l_{25} & 0 & -\alpha_{45}l_{45} & K_5 & -\alpha_{65}l_{65} \\ -\alpha_{16}l_{16} & -\alpha_{26}l_{26} & -\alpha_{36}l_{36} & 0 & -\alpha_{56}l_{56} & K_6 \end{vmatrix}} \qquad (5)$$

где

$$K_1 = \delta_1 S_1 + \alpha_{13}l_{13} + \alpha_{14}l_{14} + \alpha_{15}l_{15} + \alpha_{16}l_{16};$$
$$K_2 = \delta_2 S_2 + \alpha_{23}l_{23} + \alpha_{24}l_{24} + \alpha_{25}l_{25} + \alpha_{26}l_{26};$$
$$K_3 = \delta_3 S_3 + \alpha_{31}l_{31} + \alpha_{32}l_{32} + \alpha_{34}l_{34} + \alpha_{35}l_{35};$$
$$K_4 = \delta_4 S_4 + \alpha_{41}l_{41} + \alpha_{42}l_{42} + \alpha_{43}l_{43} + \alpha_{45}l_{45};$$
$$K_5 = \delta_5 S_5 + \alpha_{51}l_{15} + \alpha_{51}l_{51} + \alpha_{54}l_{54} + \alpha_{56}l_{56};$$
$$K_6 = \delta_6 S_6 + \alpha_{61}l_{16} + \alpha_{62}l_{26} + \alpha_{63}l_{36} + \alpha_{65}l_{65}.$$

Аналогичным способом определяются потоки энергии в остальных элементах кабины.

Коэффициент передачи энергии между элементами кабины α_{ij} рассчитывается по формуле

$$\alpha_{ij} = \frac{\tau_{0ij}\psi}{\pi}, \qquad (6)$$

где τ_{0ij} – коэффициент прохождения нормально падающей волны из *i*-й пластины в *j*-ю пластину; ψ – коэффициент, учитывающий соотношение толщин пластин (рис.3);

$$\tau_{0ij} = \frac{2\left(\frac{h_i}{h_j}\right)^{2,5}}{\left(1 + \left(\frac{h_i}{h_j}\right)^{2,5}\right)^2}, \qquad (7)$$

где h_i, h_j – толщины соответствующих стенок кабины, м.

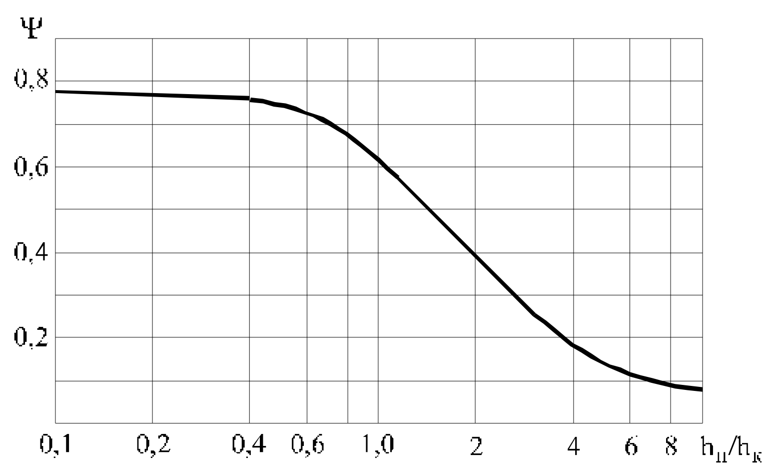


Рис. 3. Зависимость коэффициента ψ от соотношения толщин пластин

Коэффициент поглощения энергии для стальной несущей системы, по данным работы [3], определяется по формуле

$$\delta_i = 0{,}03\eta_i \quad \frac{f_i}{h}^{\;0,5} .$$

Потоки вибромощности в элементах ограждения определяются следующим образом [4]:

$$q_i = ZV_i^2, \tag{8}$$

где Z – импеданс элемента ограждения кабины, который в зависимости от характера вибрационного поля равен:

для резонансных колебаний $f < \dfrac{16}{\pi\eta S}\sqrt{\dfrac{Eh^2}{12\left(1-\mu^2\right)\rho}}$

$$Z_p = 0{,}5\pi\eta_i f_i M, \tag{9}$$

где η_i – эффективный коэффициент поглощения энергии на собственной частоте колебаний; f_i – собственная частота колебаний, Гц; M – масса пластины, кг; E – модуль упругости, Па; μ – коэффициент Пуассона; ρ – плотность, кг/м^3;

для диффузного поля (характеристический импеданс при $f \quad \dfrac{16}{\pi\eta S}\sqrt{\dfrac{Eh^2}{12\left(1-\mu^2\right)\rho}}$)

$$Z = \frac{4hM}{S}\sqrt{\frac{E}{3\left(1-\mu^2\right)\rho}} . \tag{10}$$

Тогда виброскорость определится как

$$V_i = \sqrt{\frac{q_i}{Z}} . \tag{11}$$

Для кабин кранов вибромощность, вводимая в раму от таких источников, как двигатели, редукторы механизмов подъема и колесных пар при движении крана, определяется выражением

$$N = 2\pi M f_i V_i^2, \tag{12}$$

где M – масса источника, кг; V_i – виброскорость в месте крепления к раме, м/с; f_i – среднегеометрическая частота октавы (третьоктавы), Гц.

Для условий предприятий, эксплуатирующих краны, теоретический расчет виброскорости в местах крепления двигателей и редукторов практически невозможен. Поэтому акустический расчет кабин при их модернизации целесообразно производить по экспериментальным значениям уровней виброскорости таких источников в местах их крепления к раме. В этом случае получено следующее выражение:

$$V_i^2 = 25 \cdot 10^{0,1 L_{V_i} - 16}. \tag{13}$$

Вибрация, передаваемая от источника до места крепления кабины, рассчитывается следующим образом [1]:

$$L_V = L_{ист\,V} - \Delta L_{ист} - \Delta L_{каб} - 10\lg\left(\frac{2R_{ист}}{a_{ист}} + 2\right), \text{ дБ},$$

где $L_{ист\,V}$ – уровни виброскорости на опорных поверхностях источников вибрации, дБ; $\Delta L_{ист}$, $\Delta L_{каб}$ – перепад вибрации на виброизоляторах источника и кабины, дБ; $R_{ист}$ – расстояние от источника вибрации до кабины, м; $a_{ист}$ – наибольшее расстояние между точками крепления источника вибрации к раме, м.

Выводы. Из полученных выражений видно, что добиться снижения шума на рабочих местах крановщиков возможно за счет рационального подбора двух параметров: виброизоляции источников вибрации и эффективного коэффициента потерь колебательной энергии элементов ограждения кабины. В свою очередь, подбор требуемого значения коэффициента потерь может быть реально обеспечен применением многослойных конструкций типа "сэндвич". В этом случае суммарный коэффициент потерь колебательной энергии определяется зависимостью [4]:

$$\eta = \frac{\eta_1 B_1 + \sum_{i=1}^{n} \eta_i B_i}{B_1 + \sum_{i=1}^{n} B_i},$$

где η_1 и B_1 – коэффициент потерь и цилиндрическая жесткость пластины несущей конструкции $B_i = \dfrac{E_i h_i^3}{12\left(1 - \mu_i^2\right)}, \text{Н} \cdot \text{м}$; η_i и B_i – коэффициенты потерь и цилиндрические жесткости вибродемпфирующих элементов.

Библиографический список

1. Техническая акустика транспортных машин: Справочник / Под ред. Н.И. Иванова. –СПб.: Политехника, 1992. – 365 с.

2. *Борисов Л.П.* Звукоизоляция в машиностроении. / Л.П. Борисов, Д.Р. Гужас. – М.: Машиностроение, 1990. – 256 с.

3. *Шамшура С.А.* Совершенствование методов расчета виброакустических характеристик процесса виброударного упрочнения деталей на однокоординатных станках с целью обеспечения промышленной безопасности оборудования. / С.А. Шамшура, А.Н. Чукарин. – Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2007. – 108 с.

4. *Климов Б.И.* Современные тенденции развития вибро- и звукозащитных систем полиграфических машин. /Б.И. Климов. – М.: Книга, 1983. – 48 с.

Материал поступил в редакцию 20.01.09.

S.A. RAZDORSKIJ

ABOUT ACCOUNT OF STRUCTURAL NOISE IN CABINS OF CRANES

In operation influence of vibration of elements of a protection of a cabin of the bridge crane on formation of structural noise is considered. Having applied a method of an energy balance expressions of a vibration speed are obtained depending on an entered vibration power of external sources. Possible ways of drop of levels of a sound pressure on workplaces of crane operators are considered.

РАЗДОРСКИЙ Сергей Анатольевич (р.1977), старший преподаватель кафедры "Основы проектирования машин" Ростовского государственного университета путей сообщения. Окончил Ростовскую государственную экономическую академию (1998).
Научные интересы: техническая акустика кранового оборудования и производственных помещений.
Автор 2 научных работ.
dkoryrev@dstu.edu.ru